

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 80106012.0

(51) Int. Cl.³: **B 41 F 13/00**

(22) Anmeldetag: 03.10.80

(30) Priorität: 24.12.79 DE 2952365

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
01.07.81 Patentblatt 81/26

(84) Benannte Vertragsstaaten:
FR GB SE

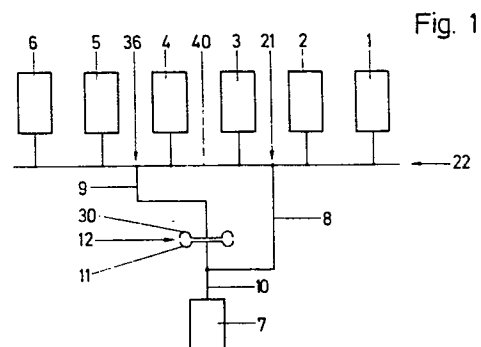
(71) Anmelder: **HEIDELBERGER DRUCKMASCHINEN**
AKTIENGESELLSCHAFT
Alte Eppelheimer Strasse 15-21
D-6900 Heidelberg(DE)

(72) Erfinder: **Rambausek, Hugo**
Kurpfalzstrasse 6
D-6908 Wiesloch(DE)

(74) Vertreter: **Stoltenberg, Baldo H.H.**
Alte Eppelheimer Strasse 15-21
D-6900 Heidelberg(DE)

(54) **Antrieb mit Leistungsverzweigung für Mehrfarben-Rotationsdruckmaschinen.**

(57) Bei einem Antrieb mit Leistungsverzweigung für Mehrfarben-Rotationsdruckmaschinen sind die in Reihe angeordneten Druckwerke über einen Räderzug (22) untereinander verbunden, der zwei Krafteingabestellen (21 und 36) aufweist. Ausgehend von einem gemeinsamen Antriebsmotor (7) erfolgt die Leistungsverzweigung der Druckwerke über zwei getrennte Versorgungsstränge (8 und 9), die in die zwei Krafteingabestellen (21 und 36) des Räderzuges (22) einmünden. In den die zweite Krafteingabestelle (36) speisenden Versorgungsstrang (9), der mit der Drehzahl kubisch zunehmende Leistung führt, ist eine hydrodynamische Kupplung (12) eingeschaltet. Der Leistungsanteil des die zweite Krafteingabestelle (36) speisenden Versorgungsstranges (9), der steigt im gleichen Maße an, wie der Anteil der Leistung des der ersten Krafteingabestelle (21) zugeordneten Versorgungsstranges (8) fällt.



EP 0 031 003 A2

- 1 -

Die Erfindung betrifft einen Antrieb mit Leistungsverzweigung für Mehrfarben-Rotationsdruckmaschinen mit Reihenanordnung der Druckwerke, die über einen Räderzug untereinander verbunden und über zwei Krafteingabestellen angetrieben sind, welche über
5 je einen Versorgungsstrang von einem gemeinsamen Motor ausgehend mit Leistung gespeist werden.

Es ist bekannt, Mehrfarben-Offsetdruckmaschinen, deren Druckwerke miteinander in Antriebsverbindung stehen, an einer oder mehreren Stellen mit der erforderlichen Antriebsleistung zu spei-
10 sen. Wird z. B. eine Sechsfarbenmaschine von der Mitte aus angetrieben, so muß über die der Krafteingabestelle am nächsten gelegenen Kraftübertragungsglieder mehr Leistung übertragen werden, als über die an den Enden der Maschine angeordneten. Dies führt dazu, daß unterschiedliche Phasenlagen der Druckwerke infolge
15 der unterschiedlichen Deformationen der an der Kraftübertragung teilnehmenden Antriebsglieder auftreten. Diese unterschiedlichen Deformationen können zu Druckschwierigkeiten, wie z. B. Versatz bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, führen und haben somit eine verminderte Druckqualität zur Folge.

20 Um diesem Nachteil zu entgehen, ist vorgeschlagen worden, eine Mehrfarben-Offsetdruckmaschine von mehreren Stellen aus mit Antriebsleistung zu versorgen, wodurch sich eine günstigere Lastverteilung ergibt. So ist es z. B. denkbar, daß bei einer Sechsfarbenmaschine die Antriebsleistung zwischen den Druckwerken 2
25 und 3 und den Druckwerken 4 und 5 zugeführt wird. In diesen Fällen ist die Belastung der den Einspeisungsstellen nächstgelegenen Druckwerke nicht so hoch als im zuvor abgehandelten Antrieb. Die Deformationen sind geringer, wodurch sich eine bessere Druckqualität ergibt. Diese Art der Leistungseinspeisung setzt jedoch

voraus, daß die Dosierung der Leistungsanteile entsprechend der Belastung der einzelnen Druckwerke der Maschine gezielt vorgenommen wird. Es ist unzulässig, daß ein den Bogentransfer sicherstellender Zahneingriff z. B. zwischen den Druckwerken 3 und 4
5 von Antriebskräften völlig entlastet oder wechselnd belastet wird, so daß sich ein instabiler Zustand einstellt. Hierdurch tritt Flankenwechsel der Zahnräder des Räderzuges mit den damit verbundenen bekannten Nachteilen, z. B. Dublieren auf.

Aus der DE-PS 1 237 140 ist es bekannt, durch Verwendung von
10 leistungsteilenden Differentialen vor den Einspeisungsstellen den Leistungsfluß durch die gesamte Maschine auf die einzelnen Antriebsgruppen in einem bestimmten Verhältnis zueinander aufzuteilen, so daß die Flankenanlage aller Stirnräder des Räderzuges gesichert ist. Diese Art der Leistungsverzweigung setzt jedoch vor-
15 aus, daß der Leistungsbedarf der einzelnen Druckwerke stets bekannt ist, unabhängig davon, welche Druckgeschwindigkeit gefahren wird und welcher Art die Druckarbeit ist. Sobald sich jedoch der Leistungsbedarf der einzelnen Druckwerke in ihrem Verhältnis zueinander verändert, ist ebenfalls ein Wechsel in der Richtung des
20 Leistungsflusses zwischen den einzelnen Druckwerken und somit ein nachteiliger Flankenwechsel möglich, da die durch die Differentiale bewirkte Leistungsteilung konstant bleibt.

Aufgabe der Erfindung ist es, mit einem Minimum an Aufwand sowohl hinsichtlich der Mittel als auch der Kosten, eine Überbestimmung des Antriebes vollkommen auszuschließen und die
25 Leistungseinspeisung in die beiden Krafteingabestellen des Räderzuges fortlaufend dem mit wechselnden Druckverhältnissen variierenden Leistungsbedarf der einzelnen Druckwerke stufenlos anzupassen, um einen Flankenwechsel der Zahnräder des Räderzuges zu ver-

meiden.

Zur erfindungsgemäßen Lösung der Aufgabe führt zunächst die Erkenntnis, daß die Belastung der Druckmaschine stark abhängig ist von ihrer Geschwindigkeit. Die an einer Bogen-Ofsetdruckmaschine
5 zahlreich vorhandenen ungleichförmig übersetzenden Getriebe, kurvengesteuerten Greiferantriebe usw., belasten den Hauptantrieb mit einem quadratisch zur Geschwindigkeit ansteigendem Drehmoment. Diese dynamischen Zusatzkräfte sind bei der Geschwindigkeit 0 naturgemäß nicht vorhanden. Beim Anfahren, bzw. bei
10 sehr kleinen Druckgeschwindigkeiten hat der Antrieb lediglich die Reibungsverluste zu decken. Dies bedeutet, daß bei kleinen Geschwindigkeiten der bei den Antrieben des Standes der Technik auftretende Nachteil der zu starken Belastung der der Einspeisungsstelle am nächsten gelegenen Druckwerke nicht so stark ins Gewicht fällt. Erst bei höheren Druckgeschwindigkeiten macht sich
15 dieser Nachteil auch in der Druckqualität bemerkbar, zumal auch die Farbwerke mit wachsender Geschwindigkeit steigend mehr Leistung erfordern.

Die Erfindung macht sich diese Erkenntnis, ausgehend von der
20 Drehmomenten-Bedarfscharakteristik der Druckmaschine, bei der Erfüllung ihrer Aufgabe zunutze, deren Lösung darin besteht, daß der die zweite Krafteingabestelle speisende Versorgungsstrang mit der Drehzahl kubisch zunehmende Leistung führt. Durch diese einfach durchzuführende Maßnahme ist sichergestellt, daß der
25 Leistungsanteil des die zweite Krafteingabestelle speisenden Versorgungsstranges im gleichen Maße ansteigt wie der Anteil der Leistung des der ersten Krafteingabestelle zugeordneten Versorgungsstranges fällt, wodurch eine möglichst gleichmäßige Leistungsversorgung der einzelnen Druckwerke und daraus resul-

tierend eine gleichbleibende Druckqualität sichergestellt wird.

In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist eine hydrodynamische Kupplung in den die zweite Krafteingabestelle speisenden Versorgungsstrang eingeschaltet. Durch entsprechende Wahl der
5 Kupplung hinsichtlich Dimensionierung, Drehzahl und Schlupf gelingt es, dafür Sorge zu tragen, daß die Belastung der Druckwerke über den gesamten Drehzahlbereich hinweg annähernd konstant bleibt, so daß eine zu starke Belastung einzelner Druckwerke nicht auftreten kann und schädlicher Flankenwechsel vermieden
10 wird oder stattdessen sogar einzelne Druckwerke überdimensioniert ausgelegt werden müßten.

Damit der Leistungsfluß eindeutig ist, stehen in Weiterbildung des Erfindungsgedankens Primärteil und Sekundärteil der hydrodynamischen Kupplung derart miteinander in Antriebsverbindung, daß
15 ein konstantes Drehzahlverhältnis zwischen beiden besteht, wobei das Primärteil schneller umläuft als das der Krafteingabestelle zugewandte Sekundärteil.

Zwecks Variation des Kupplungsschlupfes von positiven Werten über Null bis hin zu negativen Werten ist zwischen hydrodynamischer Kupplung und zweiter Krafteingabestelle ein stufenloses Ge-
20 triebe in den zweiten Versorgungsstrang eingeschaltet. Dadurch kann der Leistungsanteil, der durch die Kupplung fließt, derart verändert werden, daß zahlreiche Variationen zwischen Leistungsteilung und Blindleistung (Verspannung) möglich sind.

25 Die Erfindung ist nachfolgend anhand von drei in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispielen näher beschrieben. Es zeigt: Fig. 1 eine schematische Darstellung einer ersten Ausführungs-

form eines leistungsverzweigten Antriebes nach der Erfindung mit eingeschalteter hydrodynamischer Kupplung für eine Sechsfarben-Bogenrotationsdruckmaschine mit Krafteingabe zwischen dem zweiten und dritten sowie dem vierten und fünften Druckwerk,

5

Fig. 2 eine schematische Draufsicht auf den Antrieb gemäß Fig. 1 auszugsweise über den Bereich der beiden Krafteingabestellen,

10

Fig. 3 ein Diagramm, das den Leistungsbedarf der beiden Versorgungsstränge einer mit einem Antrieb nach der Erfindung ausgestatteten Mehrfarben-Rotationsdruckmaschine bei steigender Maschinendrehzahl aufzeigt,

15

Fig. 4 ein Diagramm, das den Drehmomentenbedarf der einzelnen Druckwerke in einem Antrieb gemäß Fig. 1 bei steigender Maschinendrehzahl aufzeigt,

Fig. 5 die gleiche Ansicht wie in Fig. 1 mit schematischer dargestellter Aufteilung der Gesamtantriebsleistung und Belastung der einzelnen Druckwerke,

20

Fig. 6 die gleiche Ansicht wie in Fig. 1 jedoch mit Krafteingabe vor dem ersten und zwischen dem dritten und vierten Druckwerk,

Fig. 7 dasselbe Diagramm wie in Fig. 4 jedoch für einen Antrieb gemäß Fig. 6,

25

Fig. 8 eine schematische Darstellung eines Antriebes gemäß Fig. 1 mit einem in den zweiten Versorgungsstrang eingeschalteten stufenlosen Getriebe.

Die Figuren 1, 2, 4 und 6 zeigen eine Sechsfarben-Bogenrotationsdruckmaschine, deren sechs Druckwerke 1 - 6 hintereinander in Reihe angeordnet sind.

Die für die sechs Druckwerke 1 - 6 erforderliche Antriebsleistung wird von einem Antriebsmotor 7 aufgebracht, der beispielsweise als Elektromotor ausgebildet ist. Die Leistungsverorgung der sechs Druckwerke 1 - 6 erfolgt dabei über zwei getrennte Versorgungstränge 8 und 9, die von dem gemeinsamen Antriebsmotor 7 gleichzeitig mit Leistung gespeist werden.

Bei einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung gemäß den Figuren 1 und 2 ist auf dem Ende einer Antriebswelle 10 des Antriebsmotors 7 ein Kupplungsprimärteil 11 einer hydrodynamischen Kupplung 12 angeordnet. Vor dem Kupplungsprimärteil 11 zweigt der erste Versorgungsstrang 8 ab, in dem der größere Anteil der vom Antriebsmotor 7 erzeugten Antriebsleistung zunächst auf einen Riementrieb 14 übertragen wird. Eine Keilriemenscheibe 15 des Riementriebes 14 treibt über eine Welle 16 ein Stirnradzahnpaar 17 an, dessen eines Stirnzahnrad auf dem freien Ende eines Achszapfens 19 eines zwischen dem zweiten und dritten Druckwerk angeordneten, nicht dargestellten und näher beschriebenen Übergabezylinders befestigt ist. Der erste Versorgungsstrang 8 mündet bei einem auf dem o. g. Achszapfen 19 befestigten Antriebszahnrad 20, in eine erste Krafteingabestelle 21 eines Räderzuges 22.

Die weiteren Stirnzahnräder des in Fig. 2 auszugsweise dargestellten Räderzuges 22 sind von rechts nach links her gesehen mit den Bezugsziffern 24 - 29 gekennzeichnet.

Der nicht im ersten Versorgungsstrang 8 übertragene kleinere Restanteil der vom gemeinsamen Antriebsmotor 7 aufgebrachten Antriebsleistung wird in den zweiten Versorgungsstrang 9 eingespeist.

In diesen zweiten Versorgungsstrang 9 ist die bereits oben erwähnte hydrodynamische Kupplung 12 eingeschaltet, derart, daß ein konstantes Drehzahlverhältnis zwischen dem motorseitig angeordneten Kupplungsprimärteil 11 und einem diesem nachgeschalteten Kupplungssekundärteil 30 besteht. Das Kupplungsprimärteil 11 weist dabei eine geringfügig höhere Drehzahl auf als das Kupplungssekundärteil 30, so daß stets ein konstanter Schlupf zwischen diesen beiden Kupplungsteilen 11 und 30 vorhanden ist.

Das Kupplungssekundärteil 30 überträgt die Antriebsleistung auf einen Riementrieb 31, dessen Keilriemenscheibe 32 über eine Welle 33 ein Stirnradzahnpaar 34 antreibt, wobei eines der Stirnzahnräder 34 endseitig auf einem Achszapfen 35 eines nicht näher dargestellten und beschriebenen Übergabezylinders befestigt ist. Der zweite Versorgungsstrang 9 mündet zwischen Druckwerk 4 und 5 bei dem Antriebszahnrad 29 für den zuvor erwähnten Übergabezylinder in eine zweite Krafteingabestelle 36 in den Räderzug 22. Das Antriebszahnrad 29 ist ebenfalls auf dem Achszapfen 35 befestigt und steht im Räderzug 22 mit dem benachbarten Antriebszahnrad 28 des nicht dargestellten näher beschriebenen Druckzylinders des vierten Druckwerkes 4 in Eingriff.

Die Wirkungsweise des zuvor beschriebenen Antriebs ist folgende:

Der Antriebsmotor 7 treibt über die beiden Versorgungsstränge 8 und 9 die Druckmaschine an. In den zweiten Versorgungsstrang 9 ist die hydrodynamische Kupplung 12 eingeschaltet. Hierbei ist das Kupplungsprimärteil 11 der Antriebsseite, das Kupplungssekundärteil 30 der Maschinenseite zugewandt. Zwischen dem Kupplungssekundärteil 30 der hydrodynamischen Kupplung 12 und deren Kupplungsprimärteil 11 besteht eine starre Verbindung über



die Knoten 21 und 36, welche als erste und zweite Krafteingabestellen fungieren und über den Verbindungsstrang 40 zwischen diesen beiden. Die Stirnräderpaare 17 bzw. 34 oder die Riementriebe 14 bzw. 31 sind so bemessen, daß zwischen dem Kupplungssekundärteil 30 und dem Kupplungsprimärteil 11 ein konstantes
5 Drehzahlverhältnis besteht, derart, daß ein Zwangsschlupf der hydrodynamischen Kupplung 12 vorliegt. Hierbei ist die Drehzahl des Kupplungssekundärteils 30 kleiner als die des Kupplungsprimärteils 11. Das Übersetzungsverhältnis im Verbindungsstrang 40
10 beträgt 1:1 entsprechend seiner Aufgabe der drehwinkelgetreuen Kupplung der Druckwerke untereinander.

Die von der Druckmaschine benötigte Gesamtleistung ist in ihrer Abhängigkeit von der Maschinendrehzahl n im Diagramm der Fig. 3 durch die Kurve "a" in normierter Darstellung wiedergegeben.
15 Die Leistung P steigt mit zunehmender Maschinendrehzahl n an. Die Abszisse dieses Diagramms stellt dabei das Drehzahlverhältnis $n_D/n_{D_{\max}}$ bezogen auf die Maschinendrehzahl $n_{D_{\max}}$, die Ordinate das Leistungsverhältnis $P/P_{\max}$ bezogen auf die Maximalleistung $P_{\max}$ dar. Die Kurve "a" repräsentiert die Gesamtleistung
20 der Maschine und damit auch die vom Antriebsmotor 7 aufzubringende Leistung.

Die Kurve "b" gibt den Anteil des Leistungsverhältnisses $P_{\text{hydr}}/P_{\max}$ an, der über den zweiten Versorgungsstrang 9 der Maschine zugeführt wird. Entsprechend der kubischen Abhängigkeit der
25 Leistung von der Drehzahl bei Strömungsmaschinen, denen auch die hydrodynamische Kupplung 12 zuzuordnen ist, ist die Kurve "b" eine kubische Parabel.

Die Fig. 4 gibt den Drehmomentenbedarf der einzelnen Druckwerke 1 - 6 einer Sechsfarben-Bogenrotationsdruckmaschine in

- Abhängigkeit von der Drehzahl n bei Anwendung eines Antriebes gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel wieder; auch hier ist die normierte Darstellung angewandt. Es wird davon ausgegangen, daß bereits beim Anfahren der Maschine mit der Drehzahl 0
- 5 Reibungswiderstände zu überwinden sind unter der Annahme, daß das Startmoment z. B. die Hälfte des Maximalmoments bei maximaler Maschinendrehzahl beträgt.

- Die Kurve "c" gibt somit den Gesamtbedarf an Drehmomenten an der Maschine wieder. Die Kurve "d" entspricht dem Drehmoment,
- 10 das vom Antriebsmotor 7 über die hydrodynamische Kupplung 12 geliefert wird. Sie ist eine quadratische Parabel. Das Diagramm zeigt außerdem den Drehmomentenbedarf M_{D1} bis M_{D6} für die einzelnen Druckwerke 1 - 6.

- Es ist zu erkennen, daß bei kleinen Drehzahlen der Drehmomenten-
- 15 bedarf der ganzen Maschine in erster Linie über den ersten Versorgungsstrang 8 gedeckt wird (M_{mech}), während mit steigender Maschinendrehzahl der zweite Versorgungsstrang 9 zunehmend mehr Drehmoment führt (M_{hydr}). Durch entsprechende in Ordinate
- 20 natenrichtung im Diagramm der Fig. 4 aufgetragene Pfeile ist der mechanische Anteil M_{mech} und der hydraulische Anteil M_{hydr} des Drehmomentes hervorgehoben. Bei der maximalen Drehzahl der Maschine entsprechend dem Abszissenwert 1 ist aus der Fig. 4 erkennbar, daß der Drehmomentenbedarf des Druckwerkes 6 vollständig und der des Druckwerkes 5 bis zur Hälfte über den zweiten
- 25 Versorgungsstrang 9 (M_{hydr}) gedeckt wird.

Unter der Annahme, daß jedes Druckwerk gleichen Momentenbedarf hat, wobei der Einfachheit halber bei dieser prinzipiellen Betrachtung der Anleger sowie der Ausleger als leistungslos ange-

nommen werden, ergibt sich die in Fig. 5 zahlenmäßig angegebene Momentenverteilung bei der maximalen Drehzahl der Maschine. Der Momentenbedarf für ein einzelnes Druckwerk ist hierbei zahlenmäßig gleich 1 gesetzt, so daß der Antriebsmotor 7 das Gesamtmoment 6 aufzubringen hat. Da alle Druckwerke 1 - 6 gleiche Drehzahl fahren, entspricht die Momentenaufteilung auch der Leistungsaufteilung. Es ist erkennbar, daß an den kritischen Knoten der Fig. 4, der ersten Krafteingabestelle 21 sowie der zweiten Krafteingabestelle 36, immer eindeutige Kraftflußrichtungen vorliegen. So wird der rechts der Krafteingabestelle 36 zum Druckwerk 4 führende Getriebe-
10 strang immer in der nach links gerichteten Pfeilrichtung durchflossen, auch bei den Drehzahlverhältnissen < 1 .

Bei der Anordnung einer in Fig. 6 dargestellten zweiten Ausführungsform erfolgt die Leistungseinspeisung vom ersten Versorgungsstrang 8 in den Räderzug 22 über eine erste, vor dem ersten Druckwerk gelegene Krafteingabestelle 37 und vom zweiten Versorgungsstrang 9 über eine zweite Krafteingabestelle 38, die zwischen dem dritten und vierten Druckwerk liegt. Hierbei ergibt sich zweckmäßigerweise eine Momentenaufsplittung zwischen hydraulischem und me-
20 chanischen Drehmoment, welche im nachfolgenden Diagramm der Fig. 7 anschaulich dargestellt ist. In diesem Falle wird bei der Maximaldrehzahl der Maschine die Leistung der Druckwerke 5 und 6 völlig, die Leistung für das Druckwerk 4 zur Hälfte über den zweiten Versorgungsstrang 9 gedeckt. Auch hier gilt, daß bei allen Drehzahlverhältnissen unter 1 eindeutige Kraftflußrichtungen vorliegen.
25

So wird aus den Drehmomentenbedarfsdiagrammen der Fig. 4 und 7 deutlich, daß durch die Hinzunahme des zweiten Versorgungsstranges 9 eine Entlastung der die Kraftübertragung führenden Getriebe-
stränge zwischen den Druckwerken stattfindet. Wenn man davon

ausgeht, daß für eine eindeutige Richtungsbestimmung für den Kraftfluß der Zentralantrieb, d.h. der Antrieb zwischen den Druckwerken 4 und 3 erforderlich ist, um Flankenwechsel zu vermeiden, wird der Vorteil der vorgeschlagenen Maßnahme besonders deutlich.

- 5 Die Kurve "b" bzw. "d" kann in einfacher Weise in ihrer Progression dadurch geändert werden, daß entweder der Füllungsgrad der hydrodynamischen Kupplung 12 (mehr oder weniger Ölinhalt) oder der Schlupf zwischen dem Kupplungsprimärteil 11 und dem Kupplungssekundärteil 30 geändert werden. Eine Änderung des an sich konstanten Schlupfes, der in der Normalausführung durch entsprechend starre Übersetzungsverhältnisse zwischen dem Kupplungsprimär- und Sekundärteil 11 und 30 herbeigeführt ist, kann dadurch bewirkt werden, daß ein stufenloses Getriebe 39 zusätzlich in einen der beiden Versorgungsstränge 8 oder 9 eingeschaltet wird. Mit Hilfe eines gemäß
- 10 der Abbildung in Fig. 8 im zweiten Versorgungsstrang 9 angeordneten stufenlosen Getriebes 39 ist es möglich, den Leistungsfluß im zweiten Versorgungsstrang 9 umzukehren und zwar derart, daß das Kupplungssekundärteil 30 schneller umläuft als das Kupplungsprimärteil 11.
- 15
- 20 In diesem Falle fließt über den zweiten Versorgungsstrang 9 Leistung zurück, so daß eine Blindleistung über den ersten Versorgungsstrang 8, die erste Krafteingabestelle 21, den Verbindungsstrang 40 und den zweiten Versorgungsstrang 9 fließt. Auf diese Weise kann der Zahn-
eingriff in den betroffenen Getriebeteilen im beschriebenen Kreis bei
- 25 Bedarf zusätzlich belastet werden. Letztere Anwendung zeigt wie vorteilhaft die Einschaltung einer hydrodynamischen Kupplung 12 in einen zweiten Versorgungsstrang 9 zum Erzielen mehrerer Effekte ausgenützt werden kann, insbesondere dann, wenn als zusätzliches Variationsglied ein stufenloses Getriebe 12, das nur einen geringen
- 30 Verstellbereich aufweisen muß, angewandt wird.

TEILELISTE

- 1 - 6 Druckwerk
- 7 Antriebsmotor
- 8 erster Versorgungsstrang
- 9 zweiter Versorgungsstrang
- 10 Antriebswelle
- 11 Kupplungsprimärteil
- 12 hydrodynamische Kupplung
- 13
- 14 Riementrieb
- 15 Keilriemenscheibe
- 16 Welle
- 17 Stirnradzahnpaar
- 18
- 19 Achszapfen
- 20 Antriebsrad
- 21 erste Krafteingabestelle
- 22 Räderzug
- 23
- 24-29 Stirnzahnrad
- 30 Kupplungssekundärteil
- 31 Riementrieb
- 32 Keilriemenscheibe
- 33 Welle
- 34 Stirnradzahnpaar
- 35 Achszapfen
- 36 zweite Krafteingabestelle
- 37 erste Krafteingabestelle
- 38 zweite Krafteingabestelle
- 39 stufenloses Getriebe
- 40 Verbindungsstrang

Titel: Antrieb mit Leistungsverzweigung für Mehrfarben-
Rotationsdruckmaschinen

PATENTANSPRÜCHE

1. Antrieb mit Leistungsverzweigung für Mehrfarben-Rotationsdruckmaschinen mit Reihenanzordnung der Druckwerke, die über einen Räderzug untereinander verbunden und über zwei Krafteingabestellen angetrieben sind, welche über je einen Versorgungsstrang von einem gemeinsamen Motor ausgehend mit Leistung gespeist werden,
dadurch gekennzeichnet,
daß der die zweite Krafteingabestelle (36, 38) speisende Versorgungsstrang (9) mit der Drehzahl kubisch zunehmende Leistung führt.
2. Antrieb nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß eine hydrodynamische Kupplung (12) in den die zweite Krafteingabestelle (36, 38) speisenden Versorgungsstrang (9) eingeschaltet ist.
3. Antrieb nach Anspruch 1 und 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Kupplungsprimärteil (11) und das Kupplungssekundär-

- 2 -

teil (30) der hydrodynamischen Kupplung (12) derart miteinander in Antriebsverbindung stehen, daß ein konstantes Drehzahlverhältnis zwischen beiden besteht, wobei das Kupplungsprimärteil (11) schneller umläuft als das der zweiten Krafteingabestelle (36, 38) zugewandte Kupplungssekundärteil (30).

4. Antrieb nach Anspruch 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
daß zwischen hydrodynamischer Kupplung (12) und zweiter Krafteingabestelle (36, 38) ein stufenloses Getriebe (39) in den zweiten Versorgungsstrang (9) eingeschaltet ist.

1/4

Fig. 1

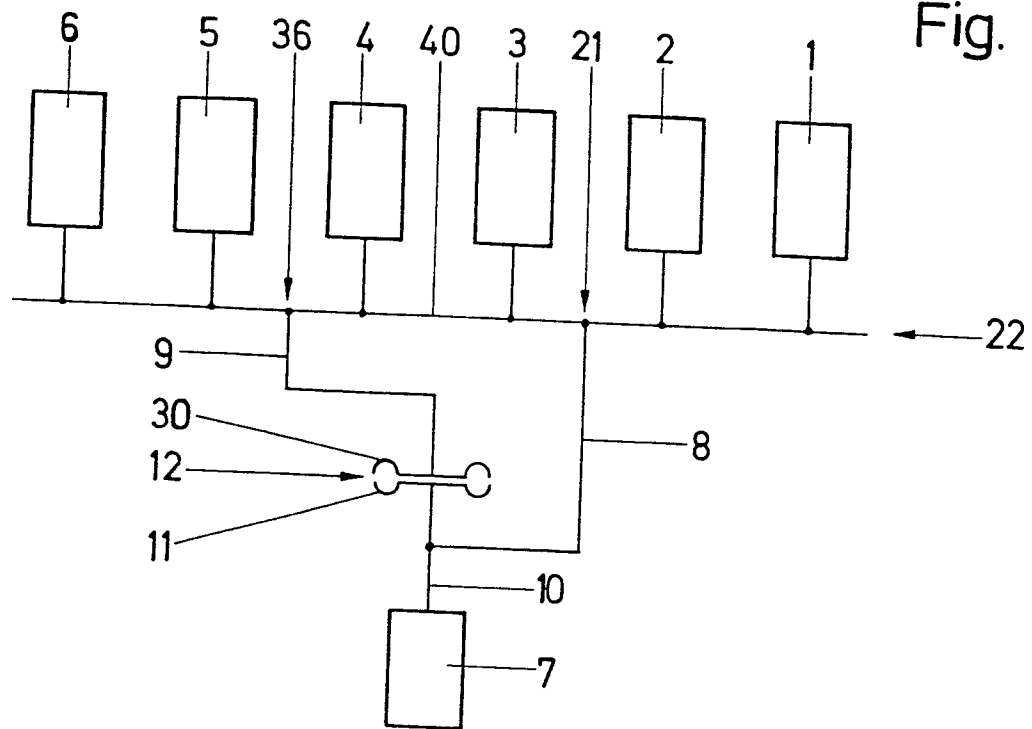
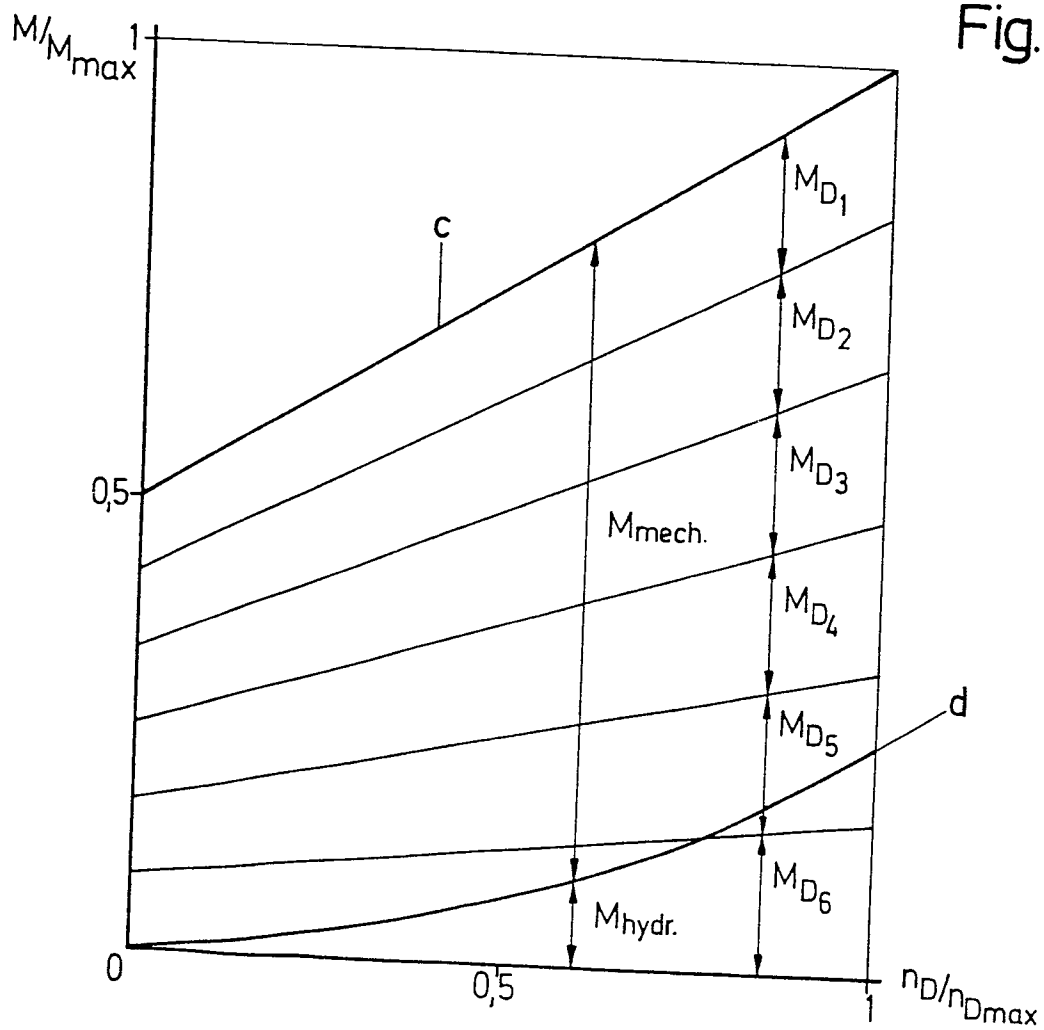


Fig. 4



2/4

Fig. 2

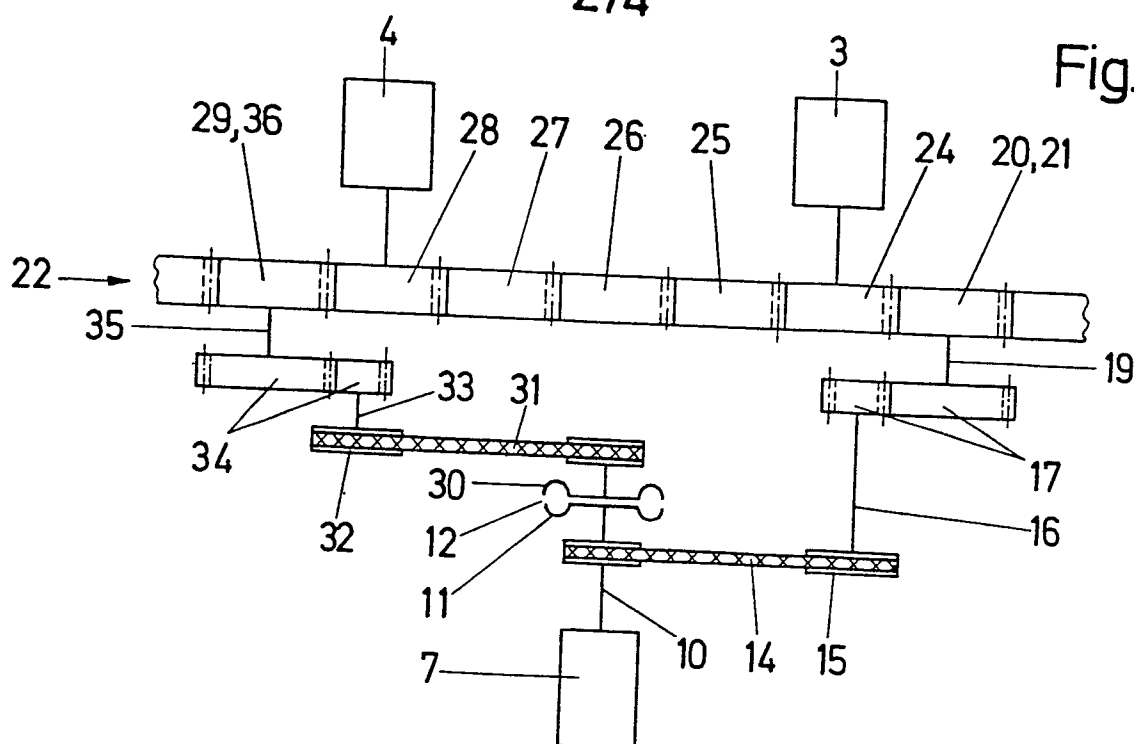
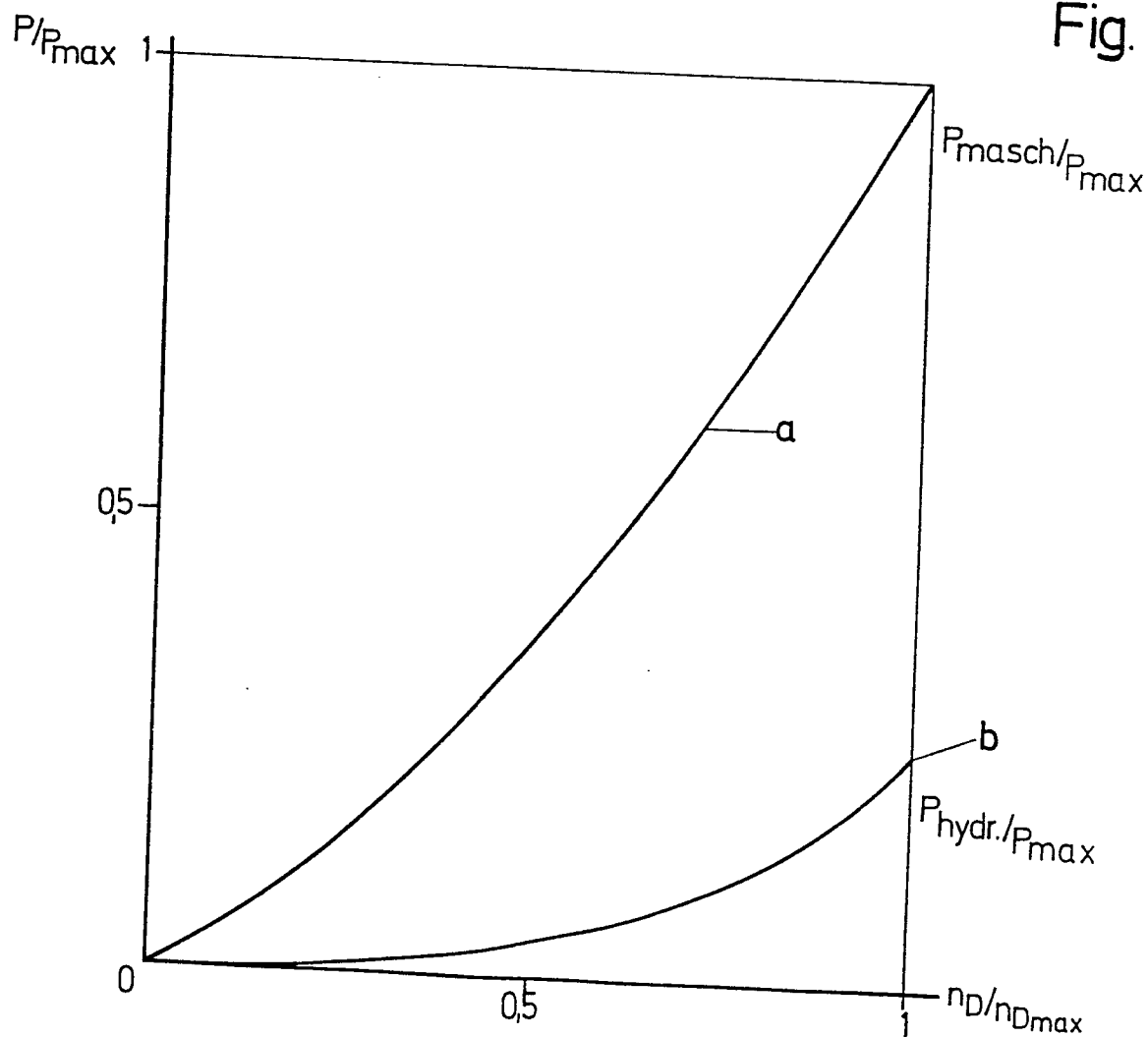


Fig. 3



3/4

Fig. 5

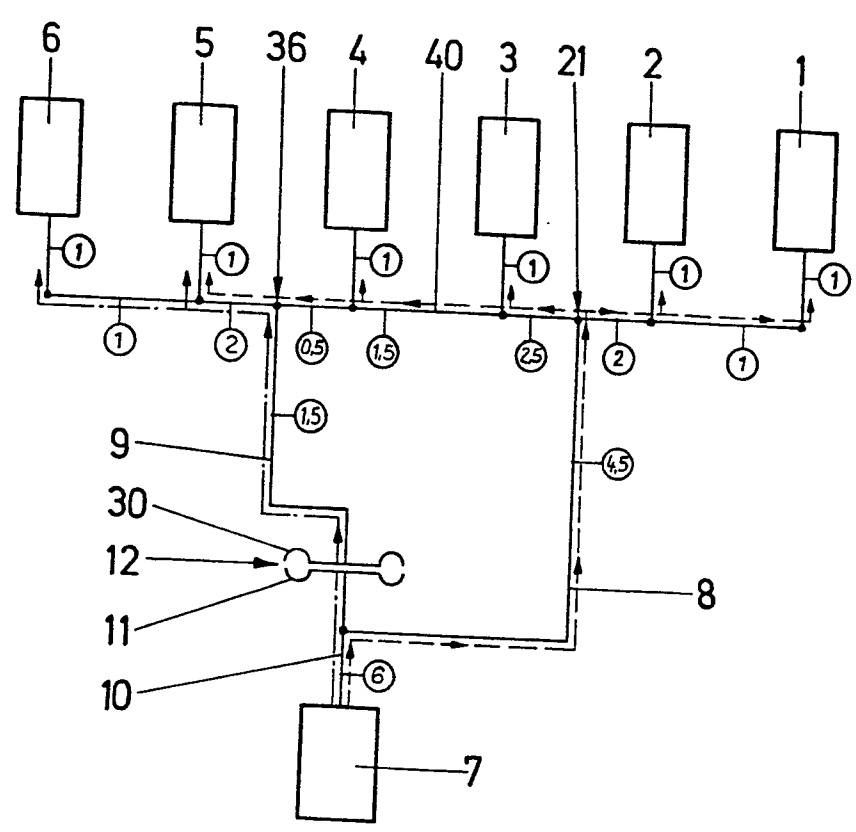
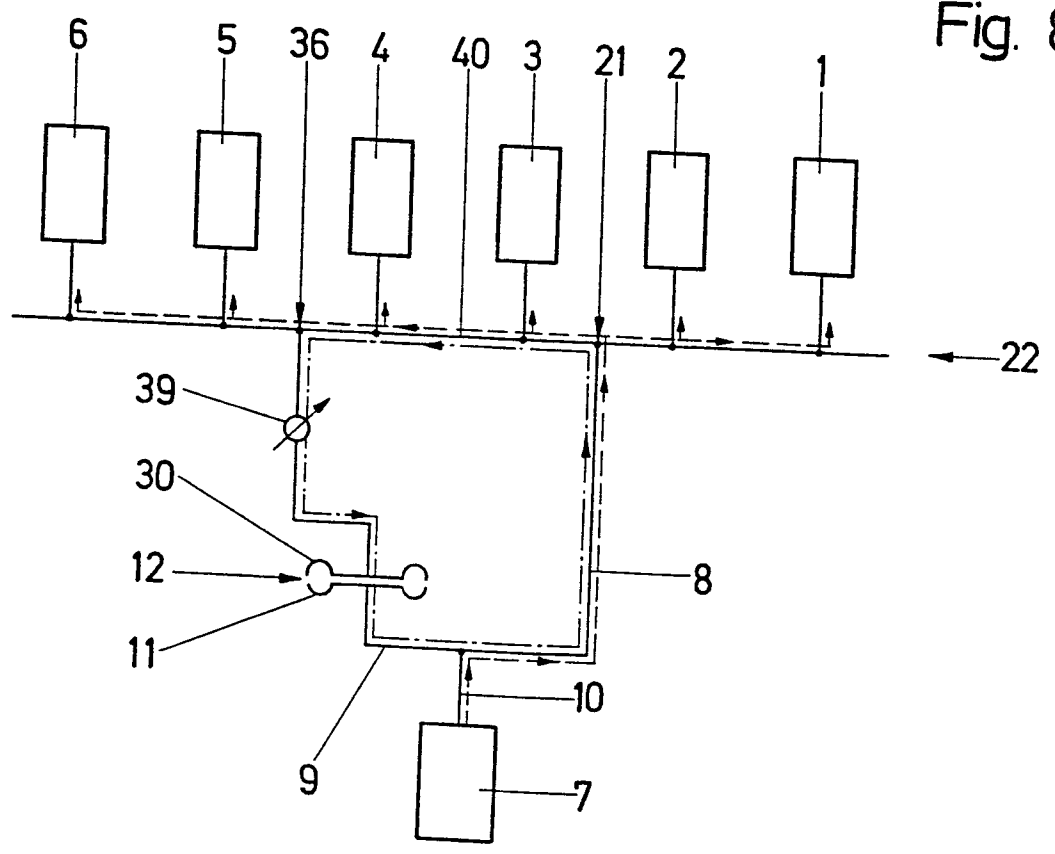


Fig. 8



4/4

Fig. 6

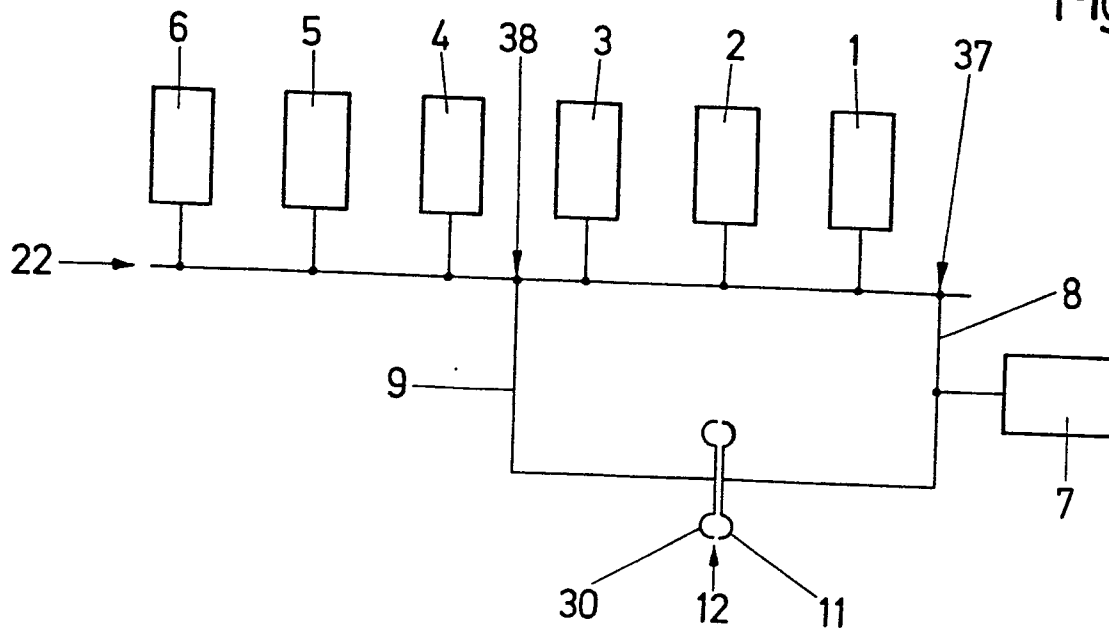


Fig. 7

